

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号  
特開2000-240740  
(P2000-240740A)

(43)公開日 平成12年9月5日(2000.9.5)

(51)Int.Cl.  
F 16 H 3/62

3/66

識別記号

F I  
F 16 H 3/62

3/66

テマコード(参考)  
Z 3 J 0 2 8

A  
A

審査請求 未請求 請求項の数16 O L (全 19 頁)

(21)出願番号 特願平11-110189  
(22)出願日 平成11年4月16日(1999.4.16)  
(31)優先権主張番号 特願平10-376137  
(32)優先日 平成10年12月21日(1998.12.21)  
(33)優先権主張国 日本 (JP)

(71)出願人 000100768  
アイシン・エイ・ダブリュ株式会社  
愛知県安城市藤井町高根10番地  
(72)発明者 稲谷 倖  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内  
(72)発明者 塚本 一雅  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内  
(74)代理人 100095108  
弁理士 阿部 英幸

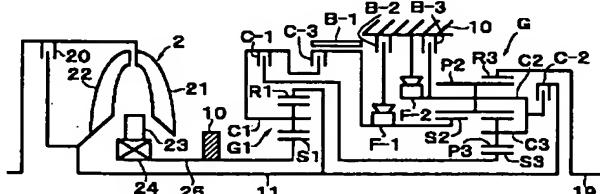
最終頁に統く

(54)【発明の名称】 車両用自動変速機

(57)【要約】

【課題】 多段を達成するギヤトレインの車両用自動変速において、減速回転を入力する2つのクラッチのトルク容量をクラッチの大径化により確保し、軸長の増大による大型、大重量化を防ぐ。

【解決手段】 自動変速機は、減速プラネタリギヤG1と、その減速回転を伝達する2つのクラッチ(C-1, C-3)と、それらを経た減速回転が入力される2つの要素S2, S3を有するプラネタリギヤセットGと備える。プラネタリギヤセットの一方側に、減速プラネタリギヤと2つのクラッチとをクラッチ(C-3)をクラッチ(C-1)よりプラネタリギヤセット側にして配置し、クラッチ(C-1)の入力側部材を、減速プラネタリギヤの出力要素C1とクラッチ(C-3)の入力側部材に連結し、クラッチ(C-1)の出力側部材は、クラッチ(C-3)の内周を通してプラネタリギヤセットの2つの要素の一方と連結した。これにより、両クラッチの外周側を通る部材をなくし、両クラッチを大径化した。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 減速プラネタリギヤと、少なくとも該減速プラネタリギヤを経た減速回転を伝達する2つのクラッチと、それら2つのクラッチを経た減速回転が入力されるプラネタリギヤセットとにより多段の変速段を達成する車両用自動変速機において、

前記プラネタリギヤセットの一方側に、減速プラネタリギヤと、該減速プラネタリギヤを経た減速回転をそれぞれプラネタリギヤセットの異なる2つの要素へ入力する第1及び第3のクラッチとが、第3のクラッチを第1のクラッチよりプラネタリギヤセット側にして配置され、第1のクラッチの入力側部材は、減速プラネタリギヤの出力要素と第3のクラッチの入力側部材に連結され、第1のクラッチの出力側部材は、第3のクラッチの内周を通してプラネタリギヤセットの前記2つの要素の一方に連結されたことを特徴とする車両用自動変速機。

【請求項2】 前記プラネタリギヤセットは、  
その第1の要素が第1のクラッチの出力側部材に連結さ  
れ、

第2の要素が第3のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第1の係止手段により変速機ケースに係止可能とされ、

第3の要素が非減速回転を入力する第2のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第2の係止手段により変速機ケースに係止可能とされ、

第4の要素が出力部材に連結された、請求項1記載の車両用自動变速機。

【請求項3】 前記減速プラネタリギヤは、変速機ケースから延材するボス部に1要素を固定された、請求項1又は2記載の車両用自動変速機。

【請求項4】 前記変速機ケースは、サポート壁を有し、第1のクラッチは、ボス部上に配置され、第3のクラッチは、サポート壁の近傍に配置された、請求項3記載の車両用自動変速機。

【請求項5】 前記第3のクラッチは、サポート壁から軸方向に延びる円筒部上に支持された、請求項4記載の車両用自動変速機。

【請求項6】 前記出力部材は、カウンタギヤとされ、該カウンタギヤは、第3のクラッチに対してサポート壁の他方側に配置された、請求項4又は5記載の車両用自動変速機。

【請求項7】 前記サポート壁は、カウンタギヤを支持する円筒部を有する、請求項6記載の車両用自動変速機。

【請求項8】 前記変速機ケースは、サポート壁を有し、第1のクラッチは、サポート壁の一方側に配置され、第3のクラッチは他方側に配置された、請求項3記載の車両用自動変速機

【請求項9】 前記第1及び第3のクラッチは、サポート壁から軸方向に伸びる円筒部上に支持された。請求項

## 8記載の自動変速機。

【請求項10】 前記第1のクラッチの入力側部材は、油圧サーボを内包するクラッチドラムとされ、油圧サーボのシリンダが減速プラネットリギヤ側に開口する向きに向けて配置された、請求項4、5、8又は9記載の車両用自動変速機。

【請求項11】 前記第3のクラッチの出力側部材は、油圧サーボを内包するクラッチドラムとされ、油圧サーボのシリンダがサポート壁と反対方向に開口する向きに向けて、プラネタリギヤセットの1要素に連結された、請求項4、5、8又は9記載の車両用自動変速機。

【請求項12】 前記第1の係止手段は、バンドブレーキで構成され、第3のクラッチのクラッチドラムの外周面をバンドの係合面とされた、請求項11記載の車両用自動変速機。

【請求項13】 前記第2のクラッチは、減速プランタリギヤの近傍に配置された、請求項2記載の車両用自動変速機。

【請求項14】 前記第2のクラッチの入力側部材は、クラッチドラムとされ、該クラッチドラムは、減速プラネタリギヤへの入力部材とされた、請求項13記載の車両用自動変速機。

【請求項15】 前記第2のクラッチの出力側部材は、  
クラッチドラムとされ、該クラッチドラムは、中間軸を  
介してプラネタリギヤセットの第3の要素に連結され  
た。請求項13記載の車両用自動変速機。

【請求項16】前記第2のクラッチの入力側部材と出力側部材とを連結する摩擦部材は、減速プラネタリギヤの外周に配置された、請求項15記載の車両用自動変速機。

【原文】機。

【発明の許諾】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両用自動变速機に関し、特に、そのギヤトレインにおける各变速機構成要素の配置に関するもの。

### 要素の配置

【従来の技術】車両のドライバビリティの確保のみならず、省エネルギーに不可欠な燃費の向上のために、車両用自動変速機には多段化の要求があり、こうした要求から、変速機構成が複数（速比の多いものから速いものへ）

り、変速機構は従来の前進4速のものから5速のものへと移行しつつある。こうしたなかで、限られた車両搭載スペース内で更なる多段化を実現するには、ギヤトレインの一層の小要素化、機構の簡素化が必要となる。そこで、最小限の変速要素からなるプラネタリギヤセットを用いて前進6速・後進1速を達成するギヤトレインが特開平4-219553号公報において提案されている。この提案に係るギヤトレインは、変速機構への入力回転と、それを減速した2つの減速回転とを適宜変速機構の4つの変速要素からなるプラネタリギヤセットへ2つの速度の異なる入力として入力させて各段の前進6速を達

成するものである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記提案に係るギヤトレイン構成は、変速段当たりの変速要素数、必要とするクラッチ及びブレーキの数において非常に合理的なものであるが、実用面での改善すべき問題点を含んでいる。特に、上記ギヤトレインの特徴として、減速プラネタリギヤからの減速回転をプラネタリギヤセットの異なる2つの要素にそれぞれ入力するクラッチとして、2つの減速回転伝達クラッチを必要とするが、これらのクラッチは、減速により増幅されたトルクを伝達するところから、通常の非減速回転を入力するクラッチより大きなトルク容量の確保を必要とする。この点に関して、上記従来の技術では、減速プラネタリギヤの一方側に2つの減速回転伝達クラッチを配置しているため、一方のクラッチの外周側に他方のクラッチとプラネタリギヤセットの1要素とを連結する連結部材が通る配置となり、一方のクラッチの外径側のスペースが制約されるため、その外径の拡大による容量確保が難しく、一般に摩擦部材の外径と構成枚数とにより決まる多板クラッチ係合部の摩擦部材の構成枚数を増やすことによる容量の確保を要するため、軸方向寸法の増大による変速機の大型化や重量増加を招く問題点がある。

【0004】そこで、本発明は、プラネタリギヤセットに2つの減速回転を入力することで多段変速を達成する変速機構において、減速入力用の2つのクラッチのトルク容量を変速機構の大型化を避けながら確保した車両用自動変速機を提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するため、本発明は、減速プラネタリギヤと、少なくとも該減速プラネタリギヤを経た減速回転を伝達する2つのクラッチと、それら2つのクラッチを経た減速回転が入力されるプラネタリギヤセットとにより多段の変速段を達成する車両用自動変速機において、前記プラネタリギヤセットの一方側に、減速プラネタリギヤと、該減速プラネタリギヤを経た減速回転をそれぞれプラネタリギヤセットの異なる2つの要素へ入力する第1及び第3のクラッチとが、第3のクラッチを第1のクラッチよりプラネタリギヤセット側にして配置され、第1のクラッチの入力側部材は、減速プラネタリギヤの出力要素と第3のクラッチの入力側部材に連結され、第1のクラッチの出力側部材は、第3のクラッチの内周を通してプラネタリギヤセットの前記2つの要素の一方に連結されたことを特徴とする。

【0006】そして、上記変速機を前進6速の変速機とする場合、前記プラネタリギヤセットは、その第1の要素が第1のクラッチの出力側部材に連結され、第2の要素が第3のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第1の係止手段により変速機ケースに係止可能とさ

れ、第3の要素が非減速回転を入力する第2のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第2の係止手段により変速機ケースに係止可能とされ、第4の要素が出力部材に連結された構成とするのが有効である。

【0007】そして、前記減速プラネタリギヤは、変速機ケースから延材するボス部に1要素を固定された構成とするのが有効である。

【0008】更に、前記変速機ケースは、サポート壁を有し、第1のクラッチは、ボス部上に配置され、第3のクラッチは、サポート壁の近傍に配置された構成するのが有効である。

【0009】更に、前記第3のクラッチは、サポート壁から軸方向に延びる円筒部上に支持された構成というのが有効である。

【0010】特に、前記変速機から並行軸で出力させる場合、前記出力部材は、カウンタギヤとされ、該カウンタギヤは、第3のクラッチに対してサポート壁の他方側に配置された構成とするのが有効である。

【0011】上記の場合において、前記サポート壁は、カウンタギヤを支持する円筒部を有する構成というのが有効である。

【0012】また、前記変速機ケースは、サポート壁を有し、第1のクラッチは、サポート壁の一方側に配置され、第3のクラッチは他方側に配置された構成というのが有効である。

【0013】更に、前記第1及び第3のクラッチは、サポート壁から軸方向に延びる円筒部上に支持された構成とするのが有効である。

【0014】また、前記第1のクラッチの入力側部材は、油圧サーボを内包するクラッチドラムとされ、油圧サーボのシリンダが減速プラネタリギヤ側に開口する向きに向けて配置された構成というのが有効である。

【0015】また、前記第3のクラッチの出力側部材は、油圧サーボを内包するクラッチドラムとされ、油圧サーボのシリンダがサポート壁と反対方向に開口する向きに向けて、プラネタリギヤセットの1要素に連結された構成とするのが有効である。

【0016】更に、前記第1の係止手段は、バンドブレーキで構成され、第3のクラッチのクラッチドラムの外周面をバンドの係合面とされた構成というのが有効である。

【0017】更に、前記第2のクラッチは、減速プラネタリギヤの近傍に配置された構成というのが有効である。

【0018】更に、前記第2のクラッチの入力側部材は、クラッチドラムとされ、該クラッチドラムは、減速プラネタリギヤへの入力部材とされた構成というのが有効である。

【0019】また、前記第2のクラッチの出力側部材は、クラッチドラムとされ、該クラッチドラムは、中間

軸を介してプラネタリギヤセットの第3の要素に連結された構成とすることもできる。

【0020】更に、前記第2のクラッチの入力側部材と出力側部材とを連結する摩擦部材は、減速プラネタリギヤの外周に配置された構成とするのが有効である。

【0021】

【発明の作用及び効果】上記請求項1記載の構成では、第3のクラッチの入力側部材は、第1のクラッチの入力側部材を介して減速プラネタリギヤの出力要素に連結され、さらに、第1のクラッチの内周側を通ってプラネタリギヤセットに連結されているので、減速プラネタリギヤの出力回転を第1及び第3のクラッチを介してプラネタリギヤセットに伝達する部材が両クラッチの外周を通ることをなくすことができる。そのため、減速プラネタリギヤを経て増幅されたトルクを伝達する第1及び第3のクラッチの大径化が可能となり、トルク増大に伴い、摩擦部材の構成枚数の増加による軸方向寸法の増加を抑えながら、伝達トルクに見合ったトルク伝達容量の確保が容易となり、変速機をコンパクトに構成することができる。

【0022】次に、請求項2記載の構成では、上記の効果を達成可能なコンパクトかつ良好な6速のギヤ比の変速機構を実現することができる。

【0023】そして、請求項3記載の構成では、減速プラネタリギヤの1要素を変速機ケースを用いて固定することができるため、固定のための専用の支持手段としてのサポートの配設を不要とすることができます。

【0024】次に、請求項4記載の構成では、第3のクラッチの油圧サーボへその近傍のサポート壁から油圧供給が可能となるため、油圧サーボへの供給油路を短くして、油圧供給に対する応答性をよくすることができます。また、サポート壁の配設により軸長が伸びる分を、第1及び第3のクラッチの外周を通る部材をなくすることで、両クラッチの大径化によりトルク伝達容量を確保した分だけ両クラッチの軸長を短縮することにより相殺することができるため、変速機の軸長の伸びを最小限に抑えることができる。

【0025】また、請求項5記載の構成では、第3のクラッチの油圧サーボへ、サポート壁の円筒部から、他の回転部材を経ることなく直接油圧供給できるため、供給油路の漏れ止めのためのシールリング数を少なくして、シールリングにより生じる摺動抵抗を低減することができ、変速機の伝達効率を向上させることができます。

【0026】また、請求項6記載の構成では、カウンタギヤの支持のために必要なサポート壁と、第3のクラッチへの油圧供給のためのサポート壁とを共通化することができるので、変速機の軸長を短縮することができる。

【0027】更に、請求項7記載の構成では、変速により増幅されたトルクを伝達するカウンタギヤをサポート壁により確実に支持することができる。

【0028】また、請求項8記載の構成では、第1及び第3のクラッチの油圧サーボへの油圧の供給を、共に両クラッチに隣接するサポート壁から行うことができるため、両クラッチの油圧サーボへの油圧の供給路を短くし、しかも油路の長さをほぼ均等化することができるため、油圧供給に対する個々のクラッチの応答性をよくなり、かつ制御特性を合わせることができる。また、サポート壁の配設により軸長が伸びる分を、第1及び第3のクラッチの外周を通る部材をなくすることで、両クラッチの大径化によりトルク伝達容量を確保した分だけ両クラッチの軸長を短縮することにより相殺することができるため、変速機の軸長の伸びを最小限に抑えることができる。

【0029】また、請求項9記載の構成では、第1及び第3のクラッチと共に変速機ケースと一緒にサポート壁に支持することで、回転軸等の可動部材を介して変速機ケースに支持する場合に比べて支持をより安定化することができる。また、第1及び第3のクラッチの油圧サーボへの油圧の供給を、共にサポート壁から他の回転部材を経ることなく直接行うことで、油圧の供給路を漏れ止めするシールリングを減らすことができるため、シールリングにより生じる摺動抵抗を低減することができ、変速機の伝達効率を向上させることができます。

【0030】また、請求項10記載の構成では、第1のクラッチの入力側部材をクラッチドラムとすることで、該ドラムを変速機構の最外周に露出させることができ、それにより変速機制御のために必須の入力回転の検出を、センサを変速機ケースの奥部に埋め込むことなく容易に行うことができるようになる。また、油圧サーボを減速プラネタリギヤ側に向けることで、クラッチ摩擦部材を減速プラネタリギヤの外周スペースを利用して配置する場合の複雑な連結部材の引回しを避けることができる。

【0031】また、請求項11記載の構成では、第3のクラッチについて、その油圧サーボをサポート壁と反対方向に向けることで、クラッチ摩擦部材を減速プラネタリギヤの外周スペースを利用して配置する場合の複雑な連結部材の引回しを避け、しかもクラッチドラムのサポート壁への支持とプラネタリギヤセットの入力要素への連結を複雑な連結部材の引回しなく行うことができる。

【0032】また、請求項12記載の構成では、第1の係止手段を径方向配設スペースを極めて小さくすることができるバンドブレーキとすることで、共にプラネタリギヤセットの第2の要素に連結される第1の係止手段と第3のクラッチを径方向に重ねた配置としながら第3のクラッチの外径方向のスペースを確保して、該クラッチの大径化を図ることができ、それによるトルク伝達容量の確保で、クラッチの軸長を短縮することができる。

【0033】また、請求項13記載の構成では、トルク伝達容量の異なる第2のクラッチと第1及び第3のクラ

7  
ッチを減速プラネタリギヤの近傍にまとめて配置した構成となるため、トルク伝達容量が小さいことで小径に構成することができる第2のクラッチの構成要素としての摩擦部材を、他のクラッチの摩擦部材に対して径方向内側に重ねた集約配置を探ることができ、それによる配設スペースの削減が可能となり、変速機構全体のコンパクト化が可能となる。

【0034】また、請求項14記載の構成では、第2のクラッチの入力側部材を減速プラネタリギヤへの連結部材と共に通化することができるので、変速機構を径方向に横断する動力伝達部材を減らして、変速機構の軸長を短縮することができる。

【0035】また、請求項15記載の構成では、第2のクラッチのクラッチドラムを出力側部材として中間軸に連結することで、入力側部材としてのクラッチハブが入力側に位置することになるため、クラッチハブの入力側への連結構成を単純化することができる。

【0036】また、請求項16記載の構成では、第2のクラッチの入力側部材をクラッチハブとし、該ハブと減速プラネタリギヤの入力要素とを共通化した部材として、第2のクラッチの配設スペースの削減による変速機構のコンパクト化が可能となる。

### 【0037】

【発明の実施の形態】以下、図面に沿い、本発明の実施形態を説明する。図1は本発明を適用した車両用自動変速機の第1実施形態のギヤトレインをスケルトンで示す。この自動変速機は、フロントエンジン・リヤドライブ(FR)車用の縦置式の形態を探っており、減速プラネタリギヤG1と、減速プラネタリギヤG1を経た減速回転を伝達する2つのクラッチを含む3つのクラッチ(C-1～C-3)と、そのうちの第1及び第3の2つのクラッチ(C-1, C-3)を経た減速回転が入力されるプラネタリギヤセットGにより多段の変速段を達成するものとされている。

【0038】そして、プラネタリギヤセットGは、その第1の要素S3が第1のクラッチ(C-1)の出力側部材に連結され、第2の要素S2が第3のクラッチ(C-3)の出力側部材に連結されるとともに、第1の係止手段(B-1, F-1, B-2)により変速機ケース10に係止可能とされ、第3の要素C2(C-3)が非減速回転を入力する第2のクラッチ(C-2)の入力側部材に連結されるとともに、第2の係止手段(B-3, F-2)により変速機ケース10に係止可能とされ、第4の要素R3(R2)が出力部材としての出力軸19に連結されている。このギヤトレイン構成により、この自動変速機では、各クラッチ及び係止手段が、図示しない油圧制御装置によるそれらクラッチ及び係止手段の各油圧サーボの油圧の給排により選択的に係合解放されて、前進6速・後進1速の変速段が達成可能とされている。

【0039】以下、この実施形態のギヤトレインを更に

10

詳細に説明する。図1を参照して、この自動変速機では、その変速機構の最前部に、図示しないエンジンに連結されるロックアップクラッチ20付のトルクコンバータ2が配置され、その後部に変速機構が配置された構成が採られている。トルクコンバータ2は、ポンピングペラ21と、タービンランナ22と、それらの間に配置されたステータ23と、ステータ23を変速機ケース10に一方向回転係合させるワンウェイクラッチ24と、ワンウェイクラッチのインナーステーを変速機ケース10に固定するステータシャフト25とを備える。

20

【0040】変速機構の主体をなすプラネタリギヤセットGは、第1の要素としての小径のサンギヤS3と、第2の要素としての大径のサンギヤS2と、互いに噛合するピニオンであって、その一方が大径のサンギヤS2に噛合するとともに第4の要素としてのリングギヤR3(R2)に噛合するロングピニオンP2と、他方が小径のサンギヤS3に噛合するショートピニオンP3とからなる一対のピニオンP2, P3を支持する第3の要素としての一体化されたキャリアC2, C3とからなるラビニヨ式のギヤセットとされている。なお、上記要素のうち、リングギヤR3(R2)とキャリアC2, C3は、理論的には、それぞれ異なる2つの要素と捉えられるが、前者は実際に1つの要素であり、後者は一体化により回転要素として見れば1つの要素といえるので、以後の説明において、前者についてはサンギヤS2, S3との位置関係に応じて、サンギヤS2の外周側にある場合に符号R2、サンギヤS3の外周側にある場合に符号R3を付し、後者については一方の符号の併記を省略する。

30

【0041】減速プラネタリギヤG1は、シンプルプラネタリギヤで構成され、その入力要素としてのリングギヤR1を前記トルクコンバータのタービンランナに連なる入力軸11に連結され、出力要素としてのキャリアC1を第1のクラッチ(C-1)の入力側部材に連結されるとともに、該入力側部材を介して、第3のクラッチ(C-3)の入力側部材に連結され、反力を取る1要素としてのサンギヤS1を変速機ケース10に固定されている。

40

【0042】こうした構成からなる自動変速機は、図示しない電子制御装置と油圧制御装置とによる制御で、運転者により選択されたレンジに応じた変速段の範囲で車両負荷に基づき、変速を行う。図3は各クラッチ及びブレーキの係合及び解放(○印で係合、無印で解放、△印でエンジンブレーキ時ののみの係合、●印で変速段の達成に直接作用しない係合を表す)で達成される変速段を図表化して示す。また、図2は各クラッチ及びブレーキの係合(●印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各変速要素の回転数比との関係を速度線図で示す。

【0043】図2及び図3を併せ参照してわかるよう

50

に、第1速(1ST)は、クラッチ(C-1)とブレーキ(B-3)の係合(本形態において、作動表を参照してわかるように、このブレーキ(B-3)の係合に代えてワンウェイクラッチ(F-2)の自動係合が用いられているが、この係合を用いている理由及びこの係合がブレーキ(B-3)の係合に相当する理由については後に詳述する。)により達成される。この変速段では、図1に示す入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)経由で小径サンギヤS3に入力され、ワンウェイクラッチ(F-2)の係合により係止されたキャリアC3に反力を取って、リングギヤR3の最大減速比の減速回転が output 軸19に出力される。

【0044】次に、第2速(2ND)は、クラッチ(C-1)とブレーキ(B-1)の係合に相当するワンウェイクラッチ(F-1)の係合とそれを有効にするブレーキ(B-2)の係合(これらの係合がブレーキ(B-1)の係合に相当する理由についても後に詳述する。)により達成される。この変速段では、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)経由で小径サンギヤS3に入力され、ブレーキ(B-2)及びワンウェイクラッチ(F-1)の係合により係止された大径サンギヤS2に反力を取って、リングギヤR3の減速回転が output 軸19に出力される。このときの減速比は、図2にみるように、第1速(1ST)より小さくなる。

【0045】また、第3速(3R.D)は、クラッチ(C-1)とクラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転が、それぞれクラッチ(C-1)とクラッチ(C-3)経由で同時に大径サンギヤS2と小径サンギヤS3に入力され、プラネタリギヤセットGが直結状態となるため、両サンギヤへの入力回転と同じリングギヤR3の回転が、入力軸11の回転に対しては減速された回転として、出力軸19に出力される。

【0046】更に、第4速(4TH)は、クラッチ(C-1)とクラッチ(C-2)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)経由でサンギヤS3に入力され、他方で入力軸11からクラッチ(C-2)経由で入力された非減速回転がキャリアC3に入力され、2つの入力回転の中間の回転が、入力軸11の回転に対しては僅かに減速されたリングギヤR3の回転として出力軸19に出力される。

【0047】 次に、第5速(5TH)は、クラッチ(C-2)とクラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-3)経由でサンギヤS2に入力され、他方で入力軸11からクラッチ(C-2)経由で入力された非減速回転がキャリア

C 2に入力され、リングギヤ R 3の入力軸 1 1の回転より僅かに増速された回転が出力軸 1 9に出力される。

【0048】そして、第6速(6TH)は、クラッチ(C-2)とブレーキ(B-1)の係合により達成される。この場合、入力軸11からクラッチ(C-2)経由で非減速回転がキャリアC2にのみ入力され、ブレーキ(B-1)の係合により係止されたサンギヤS2に反力を取り、リングギヤR3の更に増速された回転が出力軸19に出力される。

10 【0049】なお、後進（REV）は、クラッチ（C-3）とブレーキ（B-3）の係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチC-3経由でサンギヤS2に入力され、ブレーキ（B-3）の係合により係止されたキャリアC2に反力を取り、リングギヤR3の逆転が出力軸19に出力される。

【0050】このようにして達成される各変速段は、図2の速度線図上で、リングギヤR2, R3の速度比を示す○印の上下方向の間隔を参照して定性的にわかるよう

20 に、各変速段に対して比較的等間隔の良好な速度ステップとなる。この関係を具体的に数値を設定して、定量的に表すと、図3に示すギヤ比及びギヤ比間のステップとなる。この場合のギヤ比は、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1とリングギヤR1の歯数比 $\lambda_1 = 0.556$ 、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤ側のサンギヤS2とリングギヤR3の歯数比 $\lambda_2 = 0.458$ 、小径サンギヤ側のサンギヤS3とリングギヤR3の歯数比 $\lambda_3 = 0.375$ に設定した場合であり、ギヤ比幅は6.049となる。

30 【0051】ここで、先に触れたワンウェイクラッチ（F-2）とブレーキ（B-3）との関係及びワンウェイクラッチ（F-1）と両ブレーキ（B-1, B-2）との関係について説明する。上記の第1速と第2速時の両ブレーキ（B-1, B-3）の係合・解放関係にみると、これら両ブレーキは、両変速段間でのアップダウンシフト時に、一方の解放と同時に他方の係合が行われる、いわゆる掴み替えされる摩擦要素となる。こうした摩擦要素の掴み替えは、それらを操作する油圧サー

の係合圧と解放圧の精密な同時制御を必要とし、こうした制御を行うには、そのためのコントロールバルブの付加や油圧回路の複雑化等を招くこととなる。そこで、本形態では、第1速と第2速とで、キャリアC2にかかる反力トルクが逆転するのを利用して、ワンウェイクラッチ(F-2)の係合方向を第1速時の反力トルク支持方向に合わせた設定とすることで、ワンウェイクラッチ(F-2)に実質上ブレーキ(B-3)の係合と同等の係止機能と、該ブレーキでは得られない自動解放機能を発揮させて、第1速時のブレーキ(B-3)の係合に代えて(ただし、ホイール駆動の車両コスト状態ではキャリアC2にかかる反力トルクの方向がエンジン駆動の

状態に対して逆転するので、エンジンブレーキ効果を得るために△印で示すようにブレーキ（B-3）の係合を必要とする）、キャリアC2の係止を行っているわけである。したがって、変速段を達成する上では、ワンウェイクラッチを設けることなく、ブレーキ（B-3）の係合により第1速を達成する構成を探ることもできる。

【0052】上記と同様の関係がサンギヤS2の場合について成り立ち、この場合は、ワンウェイクラッチ（F-1）の係合方向を第2速時の反力トルク支持方向に合わせた設定とすることで、ワンウェイクラッチ（F-1）に実質上ブレーキ（B-1）の係合と同等の機能を発揮させることができる。ただし、このサンギヤS2は、キャリアC2とは異なり、第2速時のエンジンブレーキ効果を得るために係合するだけでなく、第6速達成のためにも係止される変速要素であるため、ブレーキ（B-1）が必要となる。また、サンギヤS2は、図2の速度線図でも分かるように、第1速達成時には入力回転方向に対して逆方向に回転するが、第3速以上の変速段の場合は、入力回転方向と同じ方向に回転する。したがって、ワンウェイクラッチ（F-1）は、直接固定部材に連結することができないため、ブレーキ（B-2）との直列配置により係合状態の有効性を制御可能な構成としている。

【0053】次に、図4は上記ギヤトレインの変速機構部を更に詳細に模式化した断面で示す。先にスケルトンを参照して説明した各構成要素については、同じ参考符号を付して説明に代えるが、スケルトンから参照し得ない細部について、次に説明する。なお、本明細書を通じて、クラッチという用語は、摩擦部材と、その支持部材兼動力伝達部材としてのドラム及びハブと、更に摩擦部材を係合操作する操作手段としての油圧サーボを総称するものとし、また、ブレーキについては、それがクラッチを同様の多板構成である場合は、その摩擦部材と、その支持部材兼トルク伝達部材としてのハブと、摩擦部材を係合操作する手段としての油圧サーボを総称するものとし、バンドブレーキ構成の場合は、ブレーキバンドと、その係合面を構成するドラムと、ブレーキバンドを締結させる油圧サーボを総称するものとする。

【0054】まず、変速機ケース10は、その前端壁部10aから内部に向かって延材された円筒ボス部10bと、後端壁部10cから内部に向かって延材された円筒ボス部10dとを有する筒状に構成され、変速機ケース10のほぼ中央に固定してサポート壁10Aが設けられている。サポート壁10Aは、変速機ケース10に連結された径方向壁部10eと、径方向壁部10eの内周側で軸方向に前方に延びる前側円筒部10f'を有する。なお、符号S<sub>n</sub>は、変速制御のために変速機構の入力回転を検出する入力回転センサを示す。

【0055】次に、変速機構にトルクコンバータ経由の

動力を入力する入力軸11は、この形態では、主として加工上の便宜のために前側部分11Aと後側部分11Bとに分割されているが、互いにスプライン等で緊密に嵌合させて実質上一体化させた構成とされている。入力軸11の前側部分11Aは、トルクコンバータ2のターピンランナ22に連結され、変速機ケース10内において、前端部をペアリングを介して変速機ケースの前端壁部10aの内周に支持され、後端部をペアリングを介して円筒ボス部10bの先端内周に支持され、変速機ケース10に対して回転自在とされている。入力軸後側部分11Bの後端部は、出力軸19の凹部にペアリングを介して嵌挿支持され、出力軸19を介して変速機ケース10の円筒ボス部10dに回転自在に支持されている。そして、減速プラネタリギヤG1への入力部は、前側部分11Aの後端部付近に形成されたフランジとされ、このフランジがリングギヤR1に連結されている。また、第2のクラッチ（C-2）への連結は、後側部分11Bの後端部付近に不動に固定され、第2のクラッチ（C-2）の油圧サーボ50の内周側を構成するスリーブ部材11Cのフランジとされ、該フランジにクラッチドラム51を固定することでなされている。

【0056】出力軸19は、その前端部をペアリングを介して変速機ケースの円筒ボス部10dの内周に回転自在に支持され、後端部をペアリングを介して変速機ケース10の最後部に固定されたエクステンションハウジングに回転自在に支持されている。そして、プラネタリギヤセットGのリングギヤR3への連結部は、出力軸19先端のフランジとされ、それに固定されたドラム状部材がリングギヤR3に連結した構成とされている。

【0057】プラネタリギヤセットGは、入力軸の後側部分11Bの軸方向ほぼ中央部分の外周側に配置され、後側部分11Bの外周に小径サンギヤS3が回転自在に支持され、更にその外周に大径サンギヤS2が回転自在に支持されている。ロングピニオンP2とショートピニオンP3を支持するキャリアC2、C3は一体化され、その前端部はサンギヤS2から前方に延びる軸部11Eに回転自在に支持され、後端部は後側部分11Bに回転自在に支持されている。このプラネタリギヤセットGは、その一方の第1のプラネタリギヤG2側の外周にリングギヤがないことから、リングギヤR3のある第2のプラネタリギヤG3側とは互いに外径が異なっている。

【0058】減速プラネタリギヤG1は、変速機ケースの円筒ボス部10bの先端外周に配置され、その固定要素としてのサンギヤS1は、円筒ボス部10bにスプライン嵌合等で固定されている。減速プラネタリギヤG1の出力要素を構成するキャリアC1は、円筒ボス部10bの外周にペアリングを介して片持支持されている。

【0059】本発明の基本的特徴に従い、プラネタリギヤセットGの一方側すなわち本形態において前側に、減速プラネタリギヤG1と、それを経た減速回転をそれぞ

れプラネタリギヤセットGのサンギヤS3とサンギヤS2へ入力する第1及び第3のクラッチ(C-1, C-3)が、第3のクラッチ(C-3)を第1のクラッチ(C-1)よりプラネタリギヤセット側にして配置されている。そして、第1のクラッチ(C-1)の入力側部材としてのクラッチドラム31は、減速プラネタリギヤG1のキャリアC1と第3のクラッチ(C-3)の入力側部材46に連結されている。また、第1のクラッチ(C-1)の出力側部材としてのクラッチハブ36は、第3のクラッチ(C-3)の内周を通してプラネタリギヤセットGのサンギヤS3に連結されている。

【0060】第1のクラッチ(C-1)は、多板構成の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材35と、摩擦部材にトルクを伝達する入力側部材としてのクラッチドラム31と、摩擦部材35の係合により伝達されたトルクを出力する出力側部材としてのクラッチハブ36と、摩擦部材を係合させる油圧サーボ30とから構成されている。クラッチドラム31は、その内外周に筒状部を有し、内周側の筒状部と外周側の小径の筒状部との間に油圧サーボ30のシリンダを画定して油圧サーボ30を内包する構成とされ、拡径された大径の筒状部を摩擦部材35の支持部としている。摩擦部材35は、そのセパレータプレートの外周側をスプライン係合でクラッチドラム31の大径円筒部の内周に支持され、摩擦材の内周側をスプライン係合でクラッチハブ36の外周に支持されて、クラッチドラム31とクラッチハブ36との間に配置されている。油圧サーボ30は、クラッチドラム31の内側をシリンダとし、それに軸方向摺動自在に嵌挿されたピストン32と、クラッチドラム31の内周部に軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン32とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンスプリングとを備えた構成とされている。

【0061】こうした構成からなる第1のクラッチ(C-1)は、その油圧サーボ30が、減速プラネタリギヤG1の前方で、円筒ボス部10bの外周に配置され、摩擦部材35が、減速プラネタリギヤG1の外周に配置されている。この第1のクラッチ(C-1)のクラッチドラム31は、それに内包された油圧サーボ30のシリンダが減速プラネタリギヤG1側に開口する向きに向けて配置され、クラッチドラム31の内周側の筒状部を減速プラネタリギヤG1のキャリアC1に連結されている。そして、クラッチハブ36は、入力軸の前側部分11Aの外周にベアリングを介して支持された動力伝達部材11Dに連結され、該動力伝達部材を介してプラネタリギヤセットGのサンギヤS3に連結されている。

【0062】第3のクラッチ(C-3)は、多板構成の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材45と、摩擦部材にトルクを伝達する入力側部材としてのクラッチハブ46と、摩擦部材45の係合により伝達されたトルクを出力する出力側部材としてのクラッチドラム41

と、摩擦部材を係合させる油圧サーボ40とから構成されている。クラッチドラム41は、その内外周に筒状部を有し、内周側の筒状部と外周側の小径の筒状部との間に油圧サーボ40のシリンダを画定して油圧サーボ40を内包する構成とされ、拡径された大径の筒状部を摩擦部材45の支持部としている。摩擦部材45は、そのセパレータプレートの外周側をスプライン係合でクラッチドラム41の大径円筒部の内周に支持され、摩擦材の内周側をスプライン係合でクラッチハブ46の外周に支持されて、クラッチドラム41とクラッチハブ46との間に配置されている。油圧サーボ40は、クラッチドラム41の内側をシリンダとし、それに軸方向摺動自在に嵌挿されたピストン42と、クラッチドラム41の内周部に軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン42とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンスプリングとを備えた構成とされている。

【0063】こうした構成からなる第3のクラッチ(C-3)は、その油圧サーボ40が、減速プラネタリギヤG1の後方で、サポート壁10Aの前側円筒部10f'の外周にベアリングを介して支持され、摩擦部材45が、減速プラネタリギヤG1の外周に、前記第1のクラッチ(C-1)の摩擦部材35と並べて、その後方に配置されている。この第1のクラッチ(C-3)のクラッチドラム41は、それに内包された油圧サーボ40のシリンダが減速プラネタリギヤG1側に開口する向きに向けて配置され、クラッチドラム41の内周側の筒状部を動力伝達部材11Dの外周に嵌挿された動力伝達部材11Eを介してプラネタリギヤセットGの大径サンギヤS2に連結されている。そして、クラッチハブ46は、第1のクラッチ(C-1)のクラッチドラム31に連結されている。

【0064】第2のクラッチ(C-2)も同様に、多板構成の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材55と、摩擦部材にトルクを伝達する入力側部材としてのクラッチドラム51と、摩擦部材55の係合により伝達されたトルクを出力する出力側部材としてのクラッチハブ56と、摩擦部材を係合させる油圧サーボ50とから構成されている。クラッチドラム51は、その外周に筒状部を有し、内周側の前記スリーブ部材11Cと外周側の小径の筒状部との間に油圧サーボ50のシリンダを画定して油圧サーボ50を内包する構成とされ、拡径された大径の筒状部を摩擦部材55の支持部としている。摩擦部材55は、そのセパレータプレートの外周側をスプライン係合でクラッチハブ56の外周に支持されて、クラッチドラム51とクラッチハブ56との間に配置されている。油圧サーボ50は、クラッチドラム51の内側をシリンダとし、それに軸方向摺動自在に嵌挿されたピストン52と、クラッチドラム51の内周部に軸方向止めされたキャンセルプレ

レートと、ピストン52とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンスプリングとを備えた構成とされている。

【0065】この第2のクラッチ(C-2)は、その油圧サーボ50が、プラネタリギヤセットGの後方で、入力軸11に固定して支持され、摩擦部材55が、油圧サーボ50の前方に配置されている。そして、クラッチハブ56は、プラネタリギヤセットGのキャリアC2に連結支持されている。

【0066】第1の係止手段の一方を構成するブレーキ(B-1)は、第3のクラッチ(C-3)のクラッチドラム41の外周面に係合するバンド6を備え、クラッチドラム41をブレーキドラムとするバンドブレーキとされている。このように、ブレーキをバンドブレーキ構成とした場合、ブレーキ締結時の径方向負荷でドラムの振れ回りによりドラム軸を傾斜させるモーメントが作用するが、この形態では、前記のようにサポート壁10Aの前側円筒部10f'に支持された第3のクラッチ(C-3)のクラッチドラム41をブレーキドラムとしてすることで、バンド締結部の径方向内側において、ドラムを変速機ケースに支持した構造となるため、他の部材にブレーキ締結時の負荷を及ぼすことがない構成となっている。なお、このブレーキ(B-1)の油圧サーボについては、図示を省略されている。

【0067】第1の係止手段の他方を構成するワンウェイクラッチ(F-1)は、そのインナーレースを第3のクラッチ(C-3)のドラム41に連結され、アウターレースをブレーキ(B-2)のハブ86と一体化された構成とされ、第1のクラッチ(C-1)の前方、すなわち変速機構の最前部に配置されている。アウターレースを変速機ケース10に係止するブレーキ(B-2)は、ハブ86に係合支持された摩擦材と、変速機ケース10の内周スライインに係合支持されたセパレータプレートを摩擦部材85とする多板構成のブレーキとされている。ブレーキ(B-2)の油圧サーボ80は、変速機ケース10の前端壁部10aをシリンダとし、それに摺動自在に嵌挿されたピストン82と、変速機ケース10の前端壁部10aに軸方向止められてピストン82に当接するリターンスプリングとを備えた構成とされている。

【0068】第2の係止手段の一方を構成するブレーキ(B-3)は、多板の摩擦材とセパレータプレートを摩擦部材75とする多板ブレーキとされ、セパレータプレートが変速機ケース10内周のスライインに係止支持され、摩擦材がキャリアC2に固定されたハブ76に係合支持されて、プラネタリギヤセットGのリングギヤのないプラネタリギヤG2側の外周側スペースに径方向に重合させて配置されている。ブレーキ(B-3)の油圧サーボ70は、変速機ケース10の後端壁部10cと円筒ボス部10dをシリンダとし、それに摺動自在に嵌挿されたピストン72と、変速機ケース10の円筒ボス部1

0dに軸方向止められてピストン72に当接するリターンスプリングとを備えた構成とされている。ピストン72の変速機ケース10の周壁に沿って延長されて摩擦部材75の後端に至る延長部は、その外周を変速機ケース10周壁のスライインに嵌合させて回り止めされている。

【0069】そして、第2の係止手段の他方を構成するブレーキ(B-3)と並列なワンウェイクラッチ(F-2)は、そのインナーレースをキャリアC2の前端部に連結され、アウターレースを変速機ケース10の内周に係合させて、サポート壁10AとプラネタリギヤセットGとの間に配置されている。

【0070】このように、第1実施形態の構成では、変速機構にラビニヨ式のプラネタリギヤセットGを用い、その2つの要素S3、S2に2つのクラッチ(C-1、C-3)を介する減速プラネタリギヤG1の減速回転を入力することで、コンパクトかつ良好な6速のギヤ比の変速機構を実現している。そして、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1を変速機ケース10を用いて固定しているため、固定のための専用の支持手段としてのサポートの配設が不要とされている。更に、減速プラネタリギヤG1前方の円筒ボス部10b外周に第1のクラッチC-1の油圧サーボ30を配置し、減速プラネタリギヤG1後方のサポート壁10Aの前側円筒部10f'外周に第3のクラッチC-3の油圧サーボ40を配置する構造としているので、両クラッチの油圧サーボの油圧供給油路を、他の軸を経ることなく、円筒ボス部10bと前側円筒部10f'に直接接続することができ、それにより油を充満させなければならない空間としての油路容積を小さくし、油圧供給に対する応答性をよくしている。

また、第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ40へ、サポート壁10Aの円筒部10f'から、他の回転部材を経ることなく直接油圧供給できるため、供給油路の漏れ止めのためのシールリング数を少なくして、シールリングにより生じる摺動抵抗が低減されている。また、第1の係止手段を径方向配設スペースを極めて小さくすることができるバンドブレーキとすることで、共にプラネタリギヤセットGのサンギヤS2に連結されるブレーキ(B-1)と第3のクラッチ(C-3)を径方向に重ねた配置としながら第3のクラッチ(C-3)の外径方向のスペースを確保して、該クラッチの大径化を図っており、それによるトルク伝達容量の確保で、摩擦部材45の構成枚数を減らして、クラッチの軸長を短縮している。

【0071】ところで、前記第1実施形態では、ワンウェイクラッチ(F-1)及びブレーキ(B-2)を第1のクラッチ(C-1)の前方、すなわち変速機構の最前部に配置したが、これらの配設位置は適宜変更することができる。図5は、ワンウェイクラッチ(F-1)及びブレーキ(B-2)をサポート壁10Aの前方、すなわち

ち第3のクラッチ(C-3)の後方に配置した第2実施形態の自動変速機の断面構造を模式化して示す。以下、重複を避ける意味で、この形態における前記第1実施形態との相違点のみ説明する。

【0072】この第2実施形態では、上記のように、第1実施形態に対してワンウェイクラッチ(F-1)及びブレーキ(B-2)の配置が変更されているため、それに伴って、ブレーキ(B-2)の油圧サーボ80もサポート壁10Aに内包される形態で設けられている。この構成の利点は、ワンウェイクラッチ(F-1)のインナーレースを第1のクラッチ(C-1)の外周側を引き回して第1のクラッチ(C-1)のドラム31に連結することなく、第3のクラッチ(C-3)のドラム41の内周部に最短距離で連結することができるため、減速プラネタリギヤG1の出力回転を伝達する第1のクラッチ(C-1)のドラム31の外周側が開放される点にあり、それにより第1のクラッチ(C-1)のドラム31外周部での入力回転の検出が可能となる点にある。したがって、この形態では、入力回転センサSnは、変速機ケース10の外周壁部に設けられている。

【0073】特にこの形態の構成では、第3のクラッチ(C-3)のクラッチハブ46を第1のクラッチ(C-1)のクラッチドラム31を介して減速プラネタリギヤG1のキャリアC1に連結することで、第1及び第3のクラッチへ減速プラネタリギヤG1の出力回転を伝達するために両クラッチの外周を通る部材をなくした利点が生かされ、減速プラネタリギヤG1を経て増幅されたトルクを伝達する第1及び第3のクラッチの大径化が可能となり、トルク増大に伴う軸方向寸法の増加を抑えながら、伝達トルクに見合ったトルク伝達容量の確保が容易となり、変速機をコンパクトに構成することができる。また、第1のクラッチのクラッチドラム31を減速プラネタリギヤG1のキャリアC1に連結しているので、常時回転する第1のクラッチのドラムを変速機構の最外周に露出させることができ、それにより変速機制御のために必須の入力回転の検出を、センサSnを変速機ケース10の奥部に埋め込むことなく容易に行うことができるようになるとともに、前端壁部10aをセンサSnを埋め込むために厚肉とする必要がないので、軸長を短縮できる。また、サポート壁10Aの配設により軸長が伸びる分を、第1及び第3のクラッチ(C-1, C-3)の外周を通る部材をなくすことで、両クラッチの大径化によりトルク伝達容量を確保した分だけ両クラッチの軸長を短縮することにより相殺することができるため、変速機の軸長の伸びを最小限に抑えることができる。

【0074】そして、更にこの形態では、1→2変速時のクラッチ係合ショック軽減のために配置されたワンウェイクラッチ(F-1)とそれに直列配置の第2のブレーキ(B-2)について、第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボ80が、サポート壁10Aを利用して、それ

に包含させる形態で配置されているので、第2のブレーキ(B-2)の配設に伴う油圧サーボシリンダの配設が不要となっており、それにより部品点数の増加が抑えられている。

【0075】次に、図6は、ワンウェイクラッチ(F-1)及びブレーキ(B-2)をサポート壁10Aの後方、すなわち第2のワンウェイクラッチ(F-2)の前方に配置した第3実施形態を模式化した断面で示す。この第3実施形態の場合の変更点は、ワンウェイクラッチ(F-1)の連結部と、ブレーキ(B-2)の油圧サーボの向きの点である。この場合、ワンウェイクラッチ(F-1)のインナーレースは、第3のクラッチ(C-3)のドラム31とプラネタリギヤセットGのサンギヤS2とを連結する動力伝達部材11Eの途中に連結され、ブレーキ(B-2)の油圧サーボ80は、その後方に配置された摩擦部材85に向けて後ろ向きにサポート壁10Aに内包されている。これにより、第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ40と径方向壁部10eとの間にワンウェイクラッチ(F-1)、ブレーキ(B-2)やその油圧サーボ80が配置されないので、前側円筒部10f'内の油路を短くすることができる。

【0076】次に、図7は、これまでの変形と異なり、ワンウェイクラッチ(F-1)及びブレーキ(B-2)をなくした第4実施形態を示す。こうした形態は、ブレーキ(B-1)の係合制御に関して、特にそれがバンドブレーキである場合の油圧サーボの制御が複雑になる点は否めないが、変速機の軸長の短縮には極めて有効である。

【0077】こうしたブレーキ(B-1)の制御性の意味から、ワンウェイクラッチ(F-1)及びブレーキ(B-2)の併設をなくした場合、ブレーキ(B-1)をバンドブレーキより制御の容易な多板ブレーキとするのも有効である。図8は、この趣旨から、第4実施形態に対して、ブレーキ(B-1)を多板構成に変更した第5実施形態を示す。この形態の場合、第1及び第3のクラッチ(C-1, C-3)の摩擦部材35, 45と、ブレーキ(B-1)の摩擦部材65が軸方向に並ぶ配置となるため、第1及び第3のクラッチ(C-1, C-3)の摩擦部材35, 45は相対的に前方に寄せられ、第1のクラッチ(C-1)の摩擦部材35が、その油圧サーボ30の外周、第3のクラッチ(C-3)の摩擦部材45が、減速プラネタリギヤG1の外周に位置する配置となる。そして、ブレーキ(B-1)の油圧サーボ60は、サポート壁10Aの径方向壁部10eに内包させて、摩擦部材65に向けて前向きに配置される。この場合、摩擦部材65は、そのセパレータプレートを変速機ケース10の周壁の内周に形成されたスライインに係合支持され、摩擦材を第3のクラッチ(C-3)のドラム41に、それをハブとして支持された配置となる。

【0078】次に、図9は第4実施形態に対して、サポ

ート壁10Aの円筒部をなくした第6実施形態を示す。この形態の場合、第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ40への油圧の供給油路L<sub>1</sub>は、動力伝達部材11D、11E及びブッシュ11F、11Gにより形成される空間11Hを油路とすることで、サポート壁10Aと動力伝達部材11Eとの相対回転部の前後一対のシールリングのみで、漏止め連結は可能である。この構成の利点は、第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ40への油圧供給において、円筒部を介する場合に比して油路接続部の径を小さくすることができるため、油圧供給時の遠心力の影響を小さくすることができ、それにより第3のクラッチの制御性が向上する点にある。

【0079】以上の各実施形態では、いずれも第2のクラッチ(C-2)をプラネタリギヤセットGの後方に配置しているが、第2のクラッチ(C-2)は、減速プラネタリギヤG1の直後に隣接されて配置することもできる。図10は、こうした形態を探る第7実施形態をスケルトンで示し、図11は、より具体的な断面構造を模式的に示す。図10のスケルトンに見るよう、この形態の場合も、第2のクラッチ(C-2)の位置を除いて各要素の配置は、第1実施形態の場合と同様となるので、対応する要素に同様の略号を付して、この場合の各要素配置の説明に代える。

【0080】この形態の場合、図11に示すように、入力軸11の構成が大幅に異なるものとなる。すなわち、これまでの実施形態と異なり、入力軸11は、その全長の大部分がクラッチ(C-2)を経た入力回転を伝達する中間軸となるため、前側部分11Aに対して、中間軸としての後側部分11Bは相対回転可能とされ、後側部分11B前端の前側部分11Aへの嵌合部はベアリングを介して支持されている。そして、減速プラネタリギヤG1の直後に配置された第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ50は、入力軸の前側部分11Aの後端部と、それに固定されたクラッチドラム51とに内包される構成とされ、クラッチハブ56は、入力軸の後側部分11Bの前端に連結されている。

【0081】サポート壁10Aは、この場合、円筒部10fが径方向壁部10eに対して軸方向前後に延びる形態とされ、前側円筒部10f'に第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ40とワンウェイクラッチ(F-1)のインナーレースが回転自在に支持され、後側円筒部10f"にワンウェイクラッチ(F-2)のインナーレースが固定されている。サポート壁10Aの径方向壁部10eには、ブレーキ(B-2)の油圧サーボ80とブレーキ(B-3)の油圧サーボ70が、背中合わせに内包されている。この配置の利点は、非減速回転を伝達する第2のクラッチ(C-2)のトルク伝達容量が相対的に小さく済むことから、その外径の小さな摩擦部材55と、トルク容量を大径化により確保したい第3のクラッチ(C-3)の摩擦部材45との径方向への重合により、

変速機構の軸方向寸法の大幅な短縮が可能となる点にある。

【0082】また、この形態の利点は、第2のクラッチ(C-2)のクラッチドラム51を減速プラネタリギヤG1への連結部材と共に通化できる点にもあり、これにより変速機構を径方向に横断する動力伝達部材を減らして、変速機構の軸長を短縮できる。

【0083】次に、図12は、上記第7実施形態において、ブレーキ(B-3)の油圧サーボ70を第1～第6実施形態の場合と同様に変速機構の最後部に配置した第8実施形態の構成を示す。

【0084】次に、図13に示す例は、第8実施形態におけるワンウェイクラッチ(F-1)とブレーキ(B-2)をなくした場合の第9実施形態の配置を示す。この場合の利点は、同一寸法比で示す図12の第8実施形態との対比で明らかなように、大幅な軸長の短縮が可能となる点にある。

【0085】次に、図14は、当初の第1実施形態に対して、第1及び第3のクラッチ(C-1, C-3)と減速プラネタリギヤG1の配置順序はそのままで、ワンウェイクラッチ(F-1)及びブレーキ(B-2)を減速プラネタリギヤG1と第3のクラッチ(C-3)との間に移設した第10実施形態を示す。この場合、第3のクラッチ(C-3)は、その出力側部材を構成するクラッチドラム41に内包された油圧サーボ40のシリンダがサポート壁10Aと反対方向に開口する向きに向けて、プラネタリギヤセットGのサンギヤS2に連結させた配置が採られる。詳しくは、サポート壁10Aは軸方向後ろ向きに延びる円筒部10f"を有する構成とされ、その外周に第3のクラッチ(C-3)のクラッチドラム41に内包された油圧サーボ40が支持された構成とされる。この配置による利害得失は、第1実施形態に対する第2実施形態の関係と同様であるが、第1のブレーキ(B-1)のブレーキドラムを兼ねる第3のクラッチ(C-3)のクラッチドラム41を油圧サーボ40とサンギヤS2とで両持ち支持できるため、ブレーキ締結時のドラムの振れを一層確実に防ぐことができるようになる利点が得られる。

【0086】次に、図15は、上記第10実施形態に対して第1のクラッチ(C-1)と減速プラネタリギヤG1の位置関係を逆にし、それに伴って第1のクラッチ(C-1)の向きも逆向きとした第11実施形態を示す。この場合、減速プラネタリギヤG1は、変速機ケース10の前端壁部から延びるボス部10bの外周に、そのサンギヤS1を固定して配置され、代わって第1のクラッチ(C-1)の油圧サーボ30を内包するクラッチドラム31がサポート壁10Aから軸方向前後に延びる前側円筒部10f'の外周に支持される。この配置の前記各実施形態に対する本質的に異なる利点は、変速ケースの前端壁部10aを専ら減速プラネタリギヤG1の支

持に用いることになるため、通常オイルポンプボディで構成されることで油路が錯綜する変速機ケースの前端壁部10aに油圧サーボ30用の供給油路を設ける必要がなくなる点にある。また、第1及び第3のクラッチの油圧サーボ30、40への油圧の供給を、共に両クラッチに隣接するサポート壁10Aから行うことができるため、両クラッチの油圧サーボ30、40への油圧の供給路を短くし、しかも油路の長さをほぼ均等化することができるため、油圧供給に対する個々のクラッチの応答性をよくし、かつ制御特性を合わせることができる。

【0087】次に、図16は、前記第10実施形態に対して第2のクラッチ(C-2)を減速プラネタリギヤG1の直後に配置した第12実施形態を示す。この場合の利点は、前記第7実施形態の場合と同様に、第2のクラッチ(C-2)のクラッチドラム51を減速プラネタリギヤG1への連結部材と共に通化できる点にある。

【0088】次に、図17は、前記第12実施形態に対して第1のクラッチ(C-1)の位置を変更した第13実施形態を示す。この場合、第1のクラッチ(C-1)は、サポート壁10A側に移され、その円筒部10f'上に油圧サーボ30が支持される。この配置の利点は、第11実施形態の利点と同様である。

【0089】以上の各実施形態は、FR車用の縦置式の形態で本発明を具体化したものであるが、最後に、本発明をフロントエンジン・フロントドライブ(FF)又はリヤエンジン・リヤドライブ(RR)車用の横置式トランスアクスルの形態で具体化した2つの実施形態を例示する。

【0090】図18及び図19は、第14実施形態を示す。この形態では、先に図1に示した第1実施形態のギヤトレインのスケルトンと、図18に示す本形態のギヤトレインのスケルトンの比較で明らかのように、実質上同様の構成が採られているが、横置化に伴い、変速機構1Aを第1軸上に配置し、カウンタギヤ機構1Bを第2軸、ディファレンシャ装置1Cを第3軸上に配置した3軸構成が採られている。そして、第1軸上には、リングギヤR2の出力部材として出力軸に代えてカウンタドライブギヤ19Aが設けられている。

【0091】カウンタギヤ機構1Bは、カウンタ軸12上にそれに固定してカウンタドリブンギヤ13と、デフドライブピニオンギヤ14を有する構成とされ、カウンタドリブンギヤ13が、入力軸11のほぼ中央部でカウンタドライブギヤ19Aに噛合し、デフドライブピニオンギヤ14が、変速機構の最前部でディファレンシャ装置1Cのデフリングギヤ15に噛合する配置とされている。ディファレンシャ装置1Cは、デフリングギヤ15に固定され、内部に差動ギヤが配設されたデフケース16を備えるものとされ、差動ギヤの両出力軸17が車輪に連結される構成とされている。

【0092】図19により具体的な構成を模式化した断

面で示すように、この形態では、カウンタドライブギヤ19Aは、第3のクラッチ(C-3)に対してサポート壁10Aの他方側に配置され、サポート壁10Aは、カウンタギヤドライブギヤ19Aを支持する円筒部10f'を有するものとされ、その外周にペアリングを介してカウンタギヤドライブギヤ19Aが回転自在に支持されている。

【0093】そして、この形態では、前記各形態に比べて変速機機構の軸長が車両搭載性との関係で著しく制約されることから、前記第4実施形態の構成と同様に第1の係止手段としてのブレーキ(B-1)と並列配置のワンウェイクラッチとブレーキの組み合わせはなくされている。この形態におけるプラネタリギヤセットG、減速プラネタリギヤG1、第1～第3のクラッチ(C-1～C-3)並びに第1及び第2の係止手段としてのブレーキ(B-1, B-3)とワンウェイクラッチ(F-2)の配置関係と相互の連結関係は、実質上前記第4実施形態の場合と同様である。

【0094】ただし、細部の構成として、第2のクラッチ(C-2)は、その油圧サーボ50への入力軸11を介しない油圧供給を可能とすべく、変速ケース10のボス部10dの外周に配置され、これに伴い第2のクラッチ(C-2)の摩擦部材55は前方に寄せて、プラネタリギヤセットGの外周に配置されている。また、ブレーキ(B-3)の油圧サーボ70は、第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ50の外周に、それに径方向に重ねた形態で、変速機ケース10の後端壁部10cに内蔵させた構成とされている。

【0095】次に、図20は、上記第14実施形態に対して変速機全体の前後を逆にした第15実施形態を模式化して示す。こうした配置と採る場合、通常オイルポンプボディで構成される変速機ケース10の前端壁部10aに油圧サーボ70を内蔵することは油路配置の関係で困難なことから、ブレーキ(B-3)の油圧サーボ70は、変速機ケース10の周壁に別付けとされ、プラネタリギヤセットGの外周に配置されている。これに伴い、プラネタリギヤセットGの外周から前方に寄せられた第2のクラッチ(C-2)の摩擦部材55は、その径方向外方のスペースの余裕の利用して油圧サーボ50の大径化と、摩擦部材55の大径化により、摩擦部材55の構成枚数を削減して軸方向寸法を小さくし、変速機軸長の増大を回避している。

【0096】以上、本発明を想定される多数の実施形態を挙げて詳説したが、これら各実施形態はいずれも例示のためのものであり、本発明は、特許請求の範囲の個々の請求項に記載の事項の範囲内で種々に具体的な構成を変更して実施することができるものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明を適用した自動変速機の第1実施形態のギヤトレインを示すスケルトン図である。

【図2】上記ギヤトレンの速度線図である。

【図3】上記ギヤトレンの作動及び達成されるギヤ比並びにギヤ比ステップを示す図表である。

【図4】上記ギヤトレンの変速機構部を模式化して示す軸方向断面図である。

【図5】変速機構部を変更した第2実施形態の模式化軸方向断面図である。

【図6】変速機構部を更に変更した第3実施形態の模式化軸方向断面図である。

【図7】変速機構部を更に変更した第4実施形態の模式化軸方向断面図である。

【図8】変速機構部を更に変更した第5実施形態の模式化軸方向断面図である。

【図9】変速機構部を更に変更した第6実施形態の模式化軸方向断面図である。

【図10】変速機構部を更に変更した第7実施形態のスケルトン図である。

【図11】第7実施形態の変速機構部を模式化して示す軸方向断面図である。

【図12】変速機構部を更に変更した第8実施形態の模式化軸方向断面図である。

【図13】変速機構部を更に変更した第9実施形態の模式化軸方向断面図である。

【図14】変速機構部を更に変更した第10実施形態の模式化軸方向断面図である。

【図15】変速機構部を更に変更した第11実施形態の模式化軸方向断面図である。

【図16】変速機構部を更に変更した第12実施形態の模式化軸方向断面図である。

【図17】変速機構部を更に変更した第13実施形態の模式化軸方向断面図である。

【図18】本発明を適用した自動変速機の第14実施形態のギヤトレンを示すスケルトン図である。

【図19】第14実施形態の変速機構部を模式化して示す

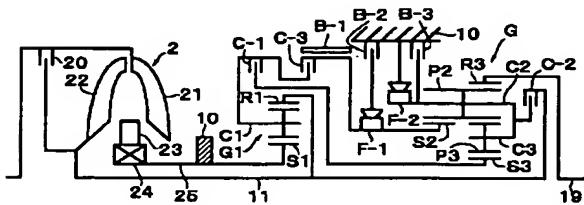
\*す軸方向断面図である。

【図20】変速機構部を更に変更した第15実施形態の模式化軸方向断面図である。

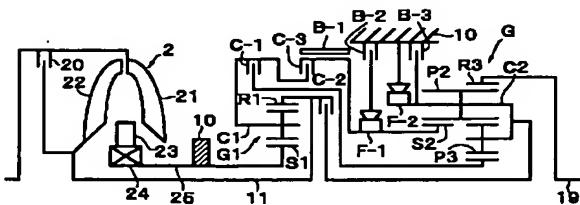
【符号の説明】

- G プラネタリギヤセット
- G1 減速プラネタリギヤ
- C-1 第1のクラッチ
- C-2 第2のクラッチ
- C-3 第3のクラッチ
- B-1 ブレーキ (第1の係止手段)
- B-2 ブレーキ (第1の係止手段)
- B-3 ブレーキ (第2の係止手段)
- F-1 ワンウェイクラッチ (第1の係止手段)
- F-2 ワンウェイクラッチ (第2の係止手段)
- S1 サンギヤ (1要素)
- C1 キャリア (出力要素)
- R1 リングギヤ (入力部材)
- S3 サンギヤ (第1の要素)
- S2 サンギヤ (第2の要素)
- C2, C3 キャリア (第3の要素)
- R2, R3 リングギヤ (第4の要素)
- 10 変速機ケース
- 10A サポート壁
- 10b, 10d ボス部
- 10f' 前側円筒部
- 10f" 後側円筒部
- 11B 後側軸部 (中間軸)
- 19 出力軸 (出力部材)
- 19A カウンタドライブギヤ (出力部材)
- 30, 40, 50, 70, 80 油圧サーボ
- 31, 41, 51 クラッチドラム (入力側部材)
- 35, 45, 55 摩擦部材
- 36, 46, 56 クラッチハブ (出力側部材)
- 6 バンド

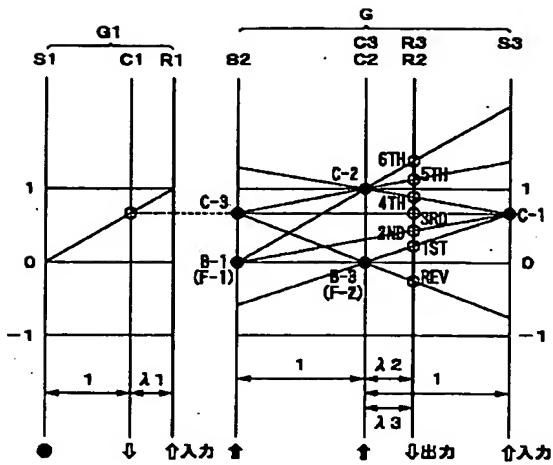
【図1】



【図10】



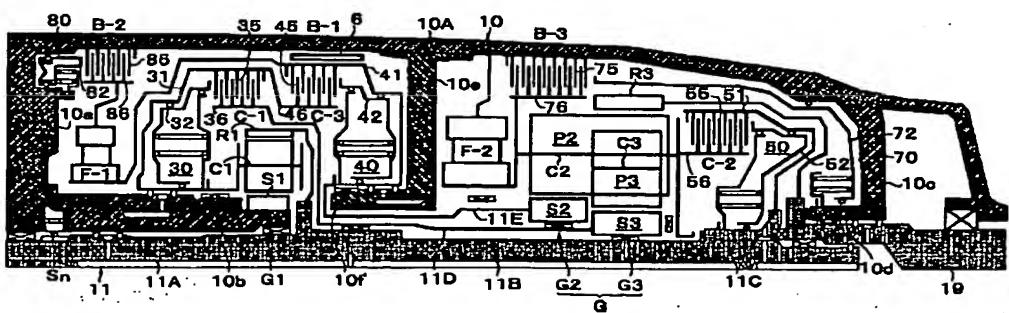
【図2】



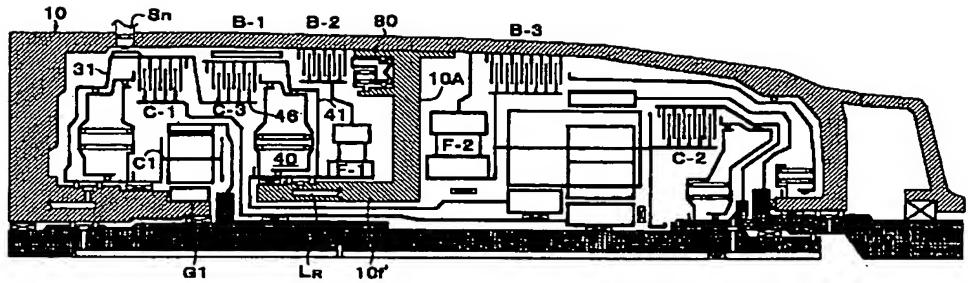
【図3】

	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	B-3	F-1	F-2	ギヤ比	ステップ
P										
REV			O			O			3.394	
N										
1ST	O					△		O	4.148	
2ND	O			△	O		O		2.370	1.75
3RD	O		O			●			1.558	1.52
4TH	O	O				●			1.155	1.35
5TH		O	O			●			0.859	1.34
6TH	O		O			●			0.888	1.25

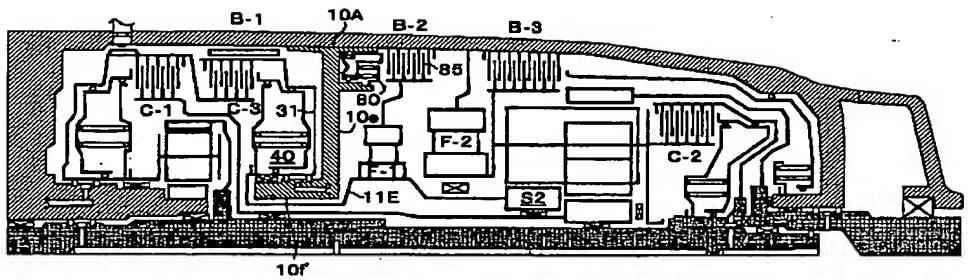
【図4】



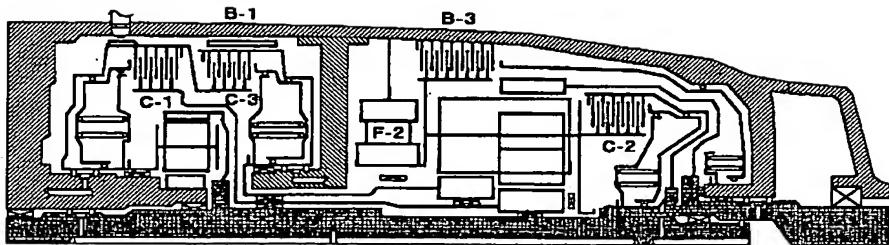
【図5】



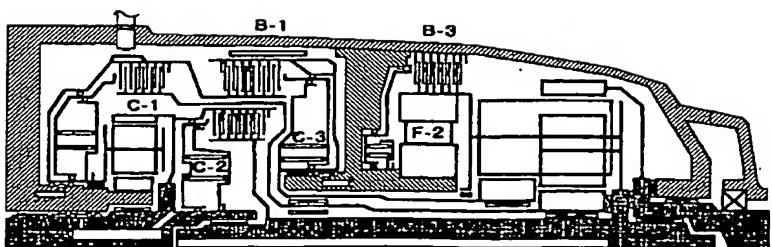
【図6】



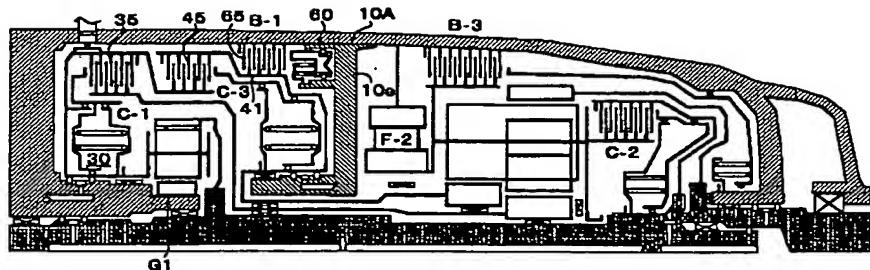
【図7】



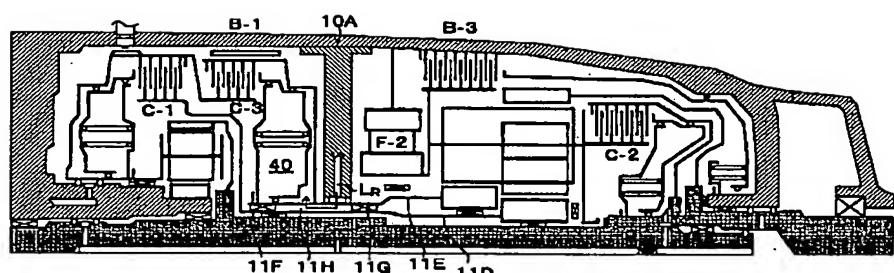
【図13】



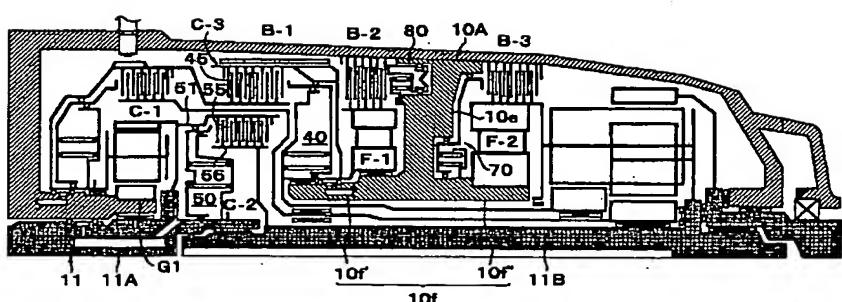
【図8】



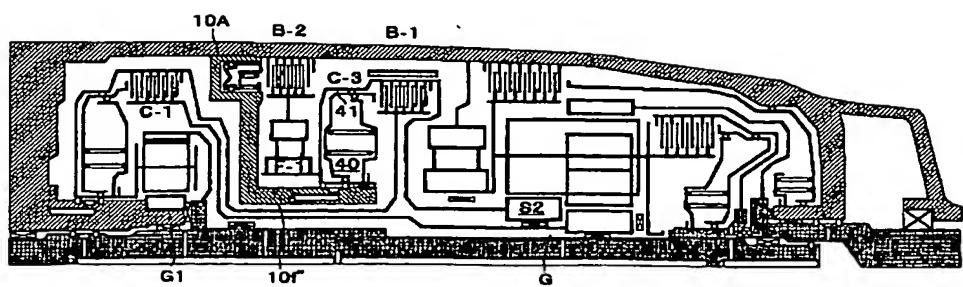
【図9】



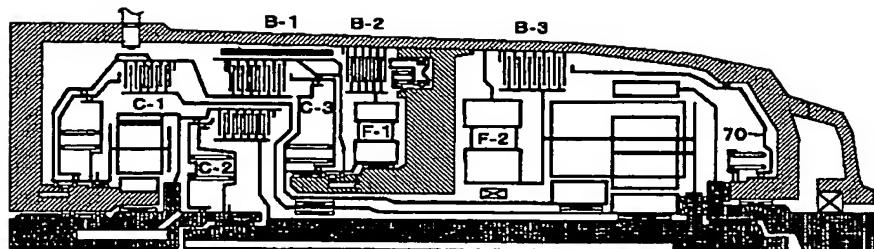
【図11】



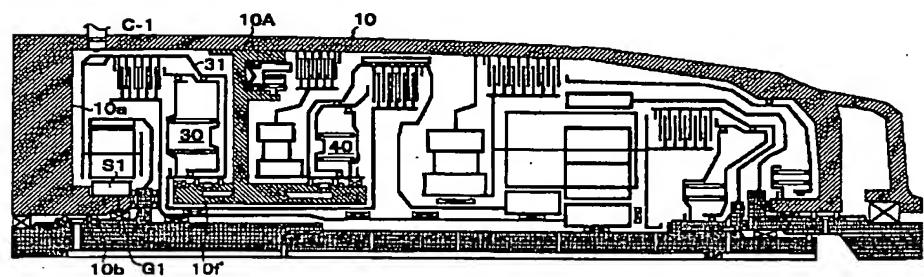
【図14】



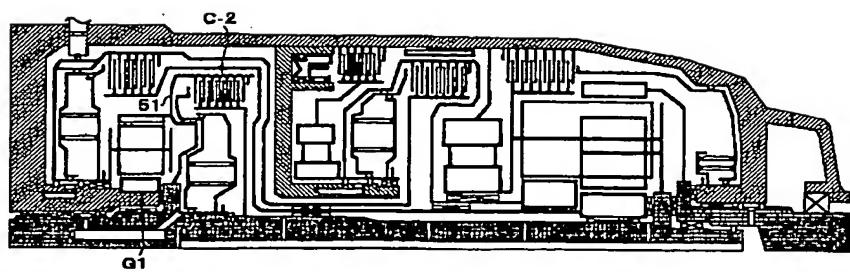
【図12】



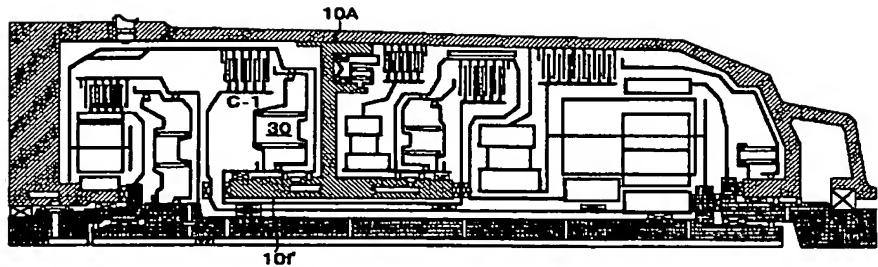
【図15】



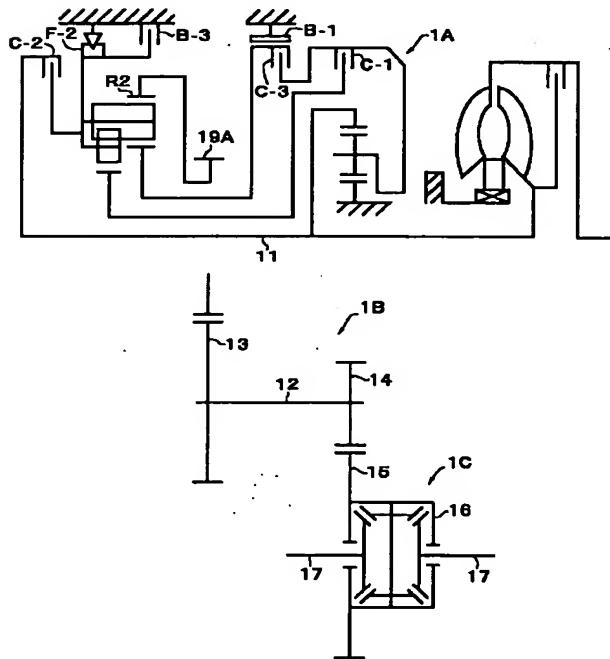
【図16】



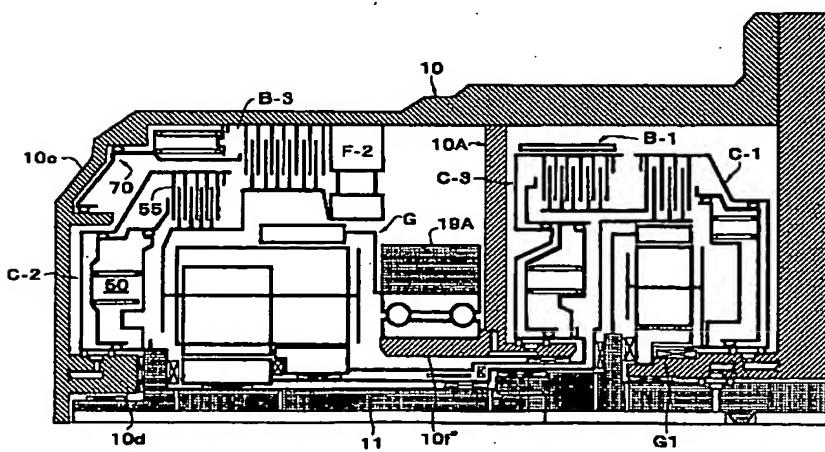
【図17】



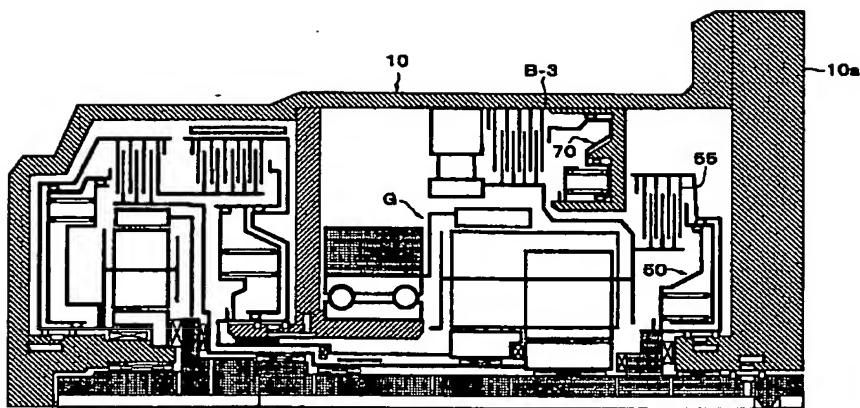
【図18】



【図19】



【図20】



フロントページの続き

(72)発明者 早渕 正宏

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 西田 正明

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ

ン・エイ・ダブリュ株式会社内

F ターム(参考) 3J028 EA25 EB08 EB13 EB31 EB37

EB54 EB62 EB66 FA06 FA41

FB06 FC13 FC17 FC20 FC24

FC63 GA01 HA14 HA15